金属強化ポリエチレン管を用いた 太陽熱採集装置の伝熱モデル

寺崎 寛章¹・赤尾 拓哉²・齊田 光³・福原 輝幸⁴

¹正会員 福井大学大学院工学研究科 (〒910-8507 福井県福井市文京3-9-1)

E-mail:terasaki@u-fukui.ac.jp

²学生会員 福井大学大学院工学研究科 (〒910-8507 福井県福井市文京3-9-1)

E-mail:ja140015@u-fukui.ac.jp

³正会員 土木研究所 寒地土木研究所 (〒062-8602 札幌市豊平区平岸1条3丁目1番34号)

E-mail: saida-a@ceri.go.jp

⁴正会員 福井大学大学院工学研究科 (〒910-8507 福井県福井市文京3-9-1)

E-mail:fukuhara@u-fukui.ac.jp

本研究では、黒色の金属強化ポリエチレン管(採熱管)を渦巻き状に配管した太陽熱採集装置の伝熱モデルを提案した。室内実験では採熱管の伝熱モデル構築に必要な熱物性値を明らかにした。野外採熱実験ではモデル検証に必要な微気象データ、採熱管温度および採熱管内流体温度の経時変化を調べ、計算結果と実験結果の比較検討を行った。

野外採熱実験では冷水を採熱管に供給したため、流体温度はポンプ稼動に伴って低下した。その後、熱平衡に近い状態となり流体温度は出口に向かうにつれて上昇し、出入口の流体温度差は3.1~7.3℃(平均温度差4.8℃)であった。さらにポンプ停止後、流体温度は再び上昇した。また本伝熱モデルは上述した流体温度の挙動を概ね再現することができた。

Key Words : solar energy, solar thermal collector, heat-transfer model, metal reinforced polyethylen pipe

1. はじめに

世界のエネルギー消費量は、産業革命以降人口の増加や工業・農業・漁業などの拡大に伴い急激に増加し続けている。日本のエネルギー消費量に着目すれば、2011年時点で家庭部門が全消費量の14%を、民生部門の42%を占めており、家庭内消費電力の軽減が大きな課題となっている¹⁾。特に、電気とガスをエネルギー源とする冷暖房および給湯による電力消費量は世帯当たりのエネルギー消費量の62%を占める¹⁾。

このような背景から、低炭素社会に向けて太陽熱、水力、風力、波力、雪冷熱および地熱などの再生可能エネルギーの利活用が進められている。特に太陽熱は、早くから実用化され、1980年代に太陽熱温水器は80万台/年、ソーラーシステムは6万台/年が出荷された²⁾。近年、ソーラーパネルの普及促進や遊休地でのメガソーラーシステムの設置が行なわれているが、太陽光発電量は平成24年度の電源別発電量構成比で1%に満たない³⁾。今後、再生可能エネルギー導入を促進するためには安価な低温域の熱供給(給湯・暖房)システムの技術開発が必要である。

太陽熱利用には例えば、OMソーラー⁴⁾などの太陽熱利用温水・暖房システムが挙げられ、既に実用化されている。OMソーラーはランニングコストが安価であるものの、設置は新築や屋根に限られるなどの制限がある。また熱交換コイル式やヒートパイプ式の太陽熱温水器やソーラーシステムが実用化されているが、台風時の落下や屋根への重量増加のほか、投資回収年数の長期化や支援政策の遅れ、エコキュート等の競合技術が普及の障害となっている⁵⁾。

また中国をはじめ、欧米各国においても太陽熱の利用は盛んであるが、コスト面などで課題を残している⁵⁾。しかしながら、今後は発展途上国を含めより多くの国々で太陽熱利用が盛んになると考えられており、単純で取り扱いが容易な太陽熱温水システムの開発が期待されている。

これらの状況を鑑み、筆者らは必要最小限の構成からなる安価で軽量かつ維持管理が容易な黒色の金属強化ポリエチレン管(アルミ補強高密度ポリエチレン管、以下、採熱管)を用いた太陽熱採集装置を提案し、採熱性能評価を行なっている⁶⁾。

図-1 採熱管形状の簡略化(左：実形状，右：解析用形状)

太陽熱温水システムに関する既往の研究として、平林ら⁷⁾、内藤および宋⁸⁾、北野ら⁹⁾¹⁰⁾による集熱器の性能評価やその設計に関する研究が挙げられる。また、見目ら¹¹⁾や池上ら¹²⁾の集熱器と電気あるいはヒートポンプを併用したシステムの研究や、桑沢ら¹³⁾による既存の太陽熱温水システムの比較実証試験などが挙げられる。しかしながら、本研究で対象とするような渦巻き状の採熱管を用いた集熱器に関する研究は非常に少ない。蓮池ら¹⁴⁾は渦巻き状の多管式集熱器を提案し、光源照射角度に応じた採熱管距離と熱吸収率の関係を調べ、同集熱器の有用性を示した。しかしながら、集熱器の形状が本研究のそれとは異なること、また構築された計算モデルは室内実験での検証にとどまっていることから、野外環境下における採熱性能には不明な点が多い。さらに、現状では採熱管同士の熱干渉(輻射や反射)やパネルからの輻射など、伝熱特性が複雑であることから、集熱器の伝熱モデルには未解明な点が多い。

そこで本研究では、室内実験による装置構成材料の物性値同定を行うとともに、採熱管を用いた太陽熱採集装置を作製し、野外採熱実験を行った。次に、本採熱装置の伝熱モデルを構築し、野外採熱実験結果と計算結果の比較から本モデルの妥当性を検証したので、その結果をここに報告する。

2. 伝熱モデル

(1) モデル概要

本論文では伝熱モデルの構築に際し、以下の仮定および条件を設けた。

- (i) 図-1左のような渦巻き状の採熱管を、図-1右のような密着した矩型巻き状に簡略化する(管総延長は同じ)。
- (ii) 渦巻き状の採熱管の歪曲部は簡略化のために、垂直部と水平部から成る矩形とする。
- (iii) 配列に関して、水平部は後述する3.(2)で述べるように太陽の軌道と平行を仮定し、垂直部の採熱管は太陽

図-2 直線化した管の表現と管長

の高度角に準じて日陰が生じる。

- (iv) 管の巻き数と管長の関係は図-2に示すように、最も内側の水平部と垂直部の管長より計算される。
- (v) 採熱管温度および熱輸送流体(以下、流体)温度は管軸(x)方向のみに変化する。

以上の仮定および条件に基づき、各要素の温度は有限差分法で求められる。

(2) 基礎方程式

ここでは、採熱管および流体の熱移動方程式を述べる。

a) 流体の熱収支

微小長さ dx (m) 区間にわたる流体の熱移動は熱伝導、顕熱および採熱管と流体間の熱伝達により規定される。その熱収支は式(1)によって表される(図-3を参照)。

$$(\rho c)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} dV_w = \lambda_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} dV_w - (\rho c)_w v_w \frac{\partial T_w}{\partial x} dV_w - \alpha_{wp} (T_w - T_p) dA_x \quad (1)$$

ここに、 T_w : 流体温度(K)、 t : 時間(s)、 $(\rho c)_w$: 流体の体積熱容量(J/m³K)、 dV_w : 流体の微小体積(m³)、 λ_w : 流体の熱伝導率(W/mK)、 v_w : 流速(m/s)、 α_{wp} : 採熱管と流体間の熱伝達率(W/m²K)および T_p : 採熱管温度(K)である。な

図-3 微小流体要素の熱収支概要

お、各熱物性値は4.(1)で詳述する。

b) 採熱管の熱収支

dx 区間にわたる採熱管の熱収支は、式(2)により表される(図-4を参照)。

$$(\rho c)_p \frac{\partial T_p}{\partial t} dV_p = R_{sn} + S_{su} + S_{sb} + S_{wp} - R_p + R_{pl} + R_{atm} + R_{pi} \quad (2)$$

ここに、 $(\rho c)_p$ ：採熱管の体積熱容量(J/m³K)、 dV_p ：採熱管の微小体積(m³)、 R_w ：採熱管に入射する傾斜面日射量(W)、 S_{su} および S_{sb} ：強制対流および自然対流を受ける採熱管表面(図中 su および sb)の伝熱量(W)、 S_{wp} ：採熱管と流体間の伝熱量(W)、 R_p および R_{pl} ：採熱管およびパネルからの長波放射量(W)、 R_{atm} ：下向き長波放射量(W)および R_{pi} ：隣接する採熱管からの長波放射量(W)である。

次に、式(2)右辺の主な熱移動項を説明する。管が左右に隣接する場合、 su 面は採熱管上半分に對し、 sb 面は採熱管下半分となる。よって、 S_{su} および S_{sb} はNewtonの冷却則に従い、式(3)および式(4)によって表される。

$$S_{su} = \alpha_{apu} (T_a - T_p) dA / 2 \quad (3)$$

$$S_{sb} = \alpha_{apb} (T_a - T_p) dA / 2 \quad (4)$$

ここに、 α_{apu} ： su 面における採熱管と大気間の熱伝達率(W/m²K)、 α_{apb} ： sb 面における採熱管と大気間の熱伝達率(W/m²K)、 T_a ：外気温(K)および dA ：大気と接する採熱管の微小表面積(m²)である。 sb 面は採熱管に囲まれた擬似閉塞域とみなし、 α_{apb} は自然対流下の熱伝達率(値は4.(1)で記述)と仮定する。一方、 su 面は大気に開放されているので α_{apu} は強制対流下の熱伝達率(値は4.(2)aで記述)とみなし、式(5)および式(6)により求めた。

$$\alpha_{apu} = Nu \lambda_{air} / D \quad (5)$$

$$Nu = C_p Re^{n_p} \quad (6)$$

ここに、 Nu ：ヌセルト数、 λ_{air} ：空気熱伝導率(W/mK)、 D ：管径(m)、 Re ：レイノルズ数(= $v_{air} D / \nu_{air}$ 、 v_{air} ：風速

図-4 採熱管の熱収支概要

(m/s)、 ν_{air} ：空気の動粘性係数(m²/s)、 C_p および n_p ： Re の範囲により異なる係数¹⁵⁾である。

管が端部にある場合、 su 面は採熱管上半分および下半分となり、 sb 面は採熱管下半分となる。よって、 S_{su} および S_{sb} は式(7)および式(8)によって表される。

$$S_{su} = 3\alpha_{apu} (T_a - T_p) dA / 4 \quad (7)$$

$$S_{sb} = \alpha_{apb} (T_a - T_p) dA / 4 \quad (8)$$

同様に、 S_{wp} は式(9)によって表される。

$$S_{wp} = \alpha_{wp} (T_w - T_p) dA_x \quad (9)$$

ここに、 dA_x ：流体と接する採熱管の微小表面積(m²)および α_{wp} ：採熱管と流体間の熱伝達率(W/m²K)である。

R_p および R_{pl} はStefan-Boltzmannの法則に従い、以下の式(10)および式(11)によって表される。

$$R_p = \varepsilon_p (T_p + 273.15)^4 dA \quad (10)$$

$$R_{pl} = \varepsilon_{pl} (T_{pl} + 273.15)^4 dA / 2 \quad (11)$$

ここに、 ε_p および ε_{pl} ：採熱管およびパネルの射出率(一)および T_{pl} ：パネル温度(°C)である。なお、 R_{pi} も式(11)と類似の式で表わされる。

次に、採熱管への日射量を考える。採熱管への日射量は、日向部の直達日射量 R_b (W)および散乱日射量 R_d (W)、それに日陰部の散乱日射量を加えた値となり、以下の式(12)から式(14)により表わされる。

$$R_{sn} = \kappa (R_b + R_d) + (1 - \kappa) R_d \quad (12)$$

$$R_b = R_{bh} \cos \theta_s / \cos \theta_z \quad (13)$$

$$R_d = R_{dh} (1 + \cos \theta_{pl}) / 2 \quad (14)$$

ここに、 κ ：採熱管の受光可能面積に対する日向部の表面積の割合、 R_{bh} ：水平面直達日射量(W)、 θ_s ：採熱パネルと太陽光線がなす角(°)、 θ_z ：天頂角(°)、 R_{dh} ：水平面散乱日射量(W)および θ_{pl} ：採熱パネルの傾斜角(°)である。

図-5 採熱管の日向・日陰部

図-6 本伝熱解析フロー

図-7 比熱測定装置

図-8 熱伝達率計測装置

次に、 κ の計算方法を述べる。図-5は採熱管で生じる日向・日陰の概要図である。日向および日影部は太陽高度角 θ° を考慮して、以下の式(15)のように表わされる。なお、計算の詳細はここでは割愛する。

$$\kappa = \frac{(0.5\pi - \theta') + \theta}{\pi} \quad (15)$$

式(16)中の θ' は以下のように与えられる。

$$\theta' = \tan^{-1} \left\{ \frac{y_1}{x_1} \right\} \quad (16)$$

ここに、

$$x_1 = -r_o \sin \theta (1 - 2 \sin \theta) + 2r_o \sqrt{\sin \theta (1 - \sin \theta)} \quad (17)$$

$$y_1 = x_1 \tan \theta + \frac{r_o (1 - 2 \sin \theta)}{\cos \theta} \quad (18)$$

ここに、 r_o : 採熱管の外半径(m)である。

(3) 初期条件および境界条件

本解析における T_w 、 T_p および T_{pi} は熱電対により得られた実測値を初期値として与え、1分間隔毎に得られた気象データ(気温、風速、日射量および長波放射量)および採熱管入り口の T_w を境界条件として与えた。本解析における計算時間間隔は0.1秒とした。なお、本伝熱解析フ

ローは図-6に示すとおりである。

3. 熱物性測定実験および野外採熱実験概要

(1) 熱物性測定実験

a) 比熱

比熱測定は採熱管(積水化学工業製、金属入りポリエチレン管、内径10mm、外径14mm)、パネル(ラワンベニヤ板)および比熱測定装置(図-7を参照)を用いて行われた。実験は熱損失を避けるために1分間で完了し、3つのサンプルで3回ずつ合計9回行った。なお、採熱管およびパネルの比熱測定に際して、ポリエチレン容器温度と水温との差は小さく無視できるとして扱った。

b) 熱伝導率

採熱管(0.1×0.1m)およびパネルサンプル(0.1×0.1m)の熱伝導率の測定は迅速熱伝導率計(京都電子工業製)を用いて行われた。実験はサンプルが室温と同じになったことを確認した後、測定を行った。なお、試験は2つのサンプルで3回ずつ合計6回測定した。

c) 熱伝達率

採熱管と流体間の熱伝達率の測定は無風に近い恒温室内(室温 25℃)にて採熱管(長さ 0.5m)、断熱材、熱電対、

図-9 野外採熱実験概要

表-1 野外採熱実験観測項目一覧

実験実施日 および時間帯	2013年8月29日 11:00～15:00 (うち、ポンプ稼働 11:56～13:56)
実験装置構成	採熱管、ラワンベニヤ板、貯水槽 陸上多段ポンプ、断熱材
気象観測項目	水平面日射量、下向き長波放射量、 気温、相対湿度および風速
管内流体温度 (管内水温)	0m(入口)、5m、10m、20m、40m および84m(出口)
実験測定項目	管上および管下空気温度、採熱管温度、 パネル温度(80m 地点で計測)、 流体温度、貯水槽内水温、熱画像
管内流量、流速	$8.0 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ 、1.1m/s

データロガー(Graphtec 製)および循環ポンプ付き恒温水槽(アズワン製)を用いて行われた。また、周囲を断熱材で囲んだ採熱管と恒温水槽を接続し、図-8に示す実験装置を作製した。流体温度は採熱管の両端に取り付けた熱電対により、採熱管内壁および外壁温度(T_{pi} および T_{po} , °C)は採熱管に貼り付けた熱電対により、それぞれ計測した。

次に実験手順を述べる。実験ではまず T_{po} が室温と同じになったことを確認した後、40°Cの水を流量 $6.1 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ で採熱管内に流し、 $\partial T_{pi}/\partial t = \partial T_{po}/\partial t = 0$ (定常状態)になるまで T_{pi} および T_{po} を測定した。ここで、定常状態における採熱管と流体間の移動熱量は採熱管を横切る通過熱量と等しいことから、 α_{wp} は以下の式(19)により求めた。

$$\alpha_{wp} = \frac{-2\pi\lambda_p l(T_{po} - T_{pi})}{\ln \frac{r_o}{r_i} (T_w - T_{pi}) A_i} \quad (19)$$

ここに、 λ_p : 採熱管の熱伝導率(W/mK)、 r_i および r_o : 採熱管の中心から管内壁および管外壁までの距離(m)および A_i : 採熱管の内側表面積(m^2)である。

次に、採熱管と大気間の熱伝達率の測定は上述の実験装置の断熱材を外し、前述と同様の実験手順にて行われた。定常状態では採熱管を横切る通過熱量と採熱管外壁表面から外気へ逃げる熱量は等しいことから、 α_{pb} は以下の式(20)により求めた。

$$\alpha_{pb} = \frac{-2\pi\lambda_p l(T_{po} - T_{pi})}{\ln \frac{r_o}{r_i} (T_{po} - T_a) A_o} \quad (20)$$

ここに、 A_o : 採熱管の外側表面積(m^2)である。

(2) 野外採熱実験

野外採熱実験は2013年8月29日に福井大学の屋上にて

行われた。実験装置は図-9に示すように、採熱パネル(採熱管+パネル)、ラインポンプ(荏原製作所製、0.4kW)および貯水槽(200L)から構成される。まず、採熱管を渦巻き状に加工し、ラワンベニヤ板(縦900mm、横1800mm、厚み12mm)に固定して採熱パネル(採熱管総延長84m、26巻)を作製した後、パネル面が地面と30°になるように南向き(長手方向(水平部)が太陽の軌道とできるだけ平行になるよう)に設置した。なお、採熱管および採熱パネルの全重量はそれぞれ7.5kgおよび8.6kgであり、単位面積当たりの荷重は9.9kg/m²となり、既存の太陽熱温水器のそれ(約20kg/m²)¹⁶⁾の1/2以下となる。貯水槽内は水道水200Lで満たし、氷塊を投入および攪拌することにより、貯水槽内水温が一定に保たれるように努めた。なお、循環水の流量は $8.0 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ とした(表-1を参照)。

実験装置に隣接して、気象観測ステーションを設置した。地上から2mの位置に設置した湿度温度計(Vaisala製)により気温 T_a (°C)および相対湿度(%)を、三杯式風速計(Davis製)により風速 v_w (m/s)を、放射収支計(Kipp & Zonen製)により水平面日射量 R_f (W/m²)および長波放射量 R_{am} (W/m²)をそれぞれ計測した。また、全てのデータは1分間毎にデータロガー(Graphtec製)に自動記録された。

4. 実験および解析結果

(1) 熱物性測定実験結果

比熱測定実験の結果、パネル(合板)および採熱管の比熱は1.6～2.4J/gKおよび1.33～1.38J/gKの範囲にあり、平均値はそれぞれ1.94J/gKおよび1.36J/gKであった。なお、パネルは試験片毎に木の内部構造が違うために、比熱のバラツキが大きくなったと思われる。また、純アルミニウム(比熱0.91J/gK¹⁷⁾)を用いて精度検証を行なった結果、実測値は0.93J/gK(誤差±1～4%)であった。

熱伝導率測定実験の結果、パネルおよび採熱管の熱伝導率は0.19W/mKおよび0.47W/mKであった。また、 α_{wp} お

図-10 気温および風速の経時変化

図-11 水平面日射量および下向き長波放射量の経時変化

図-12 貯水槽内水温およびパネル温度の経時変化

図-13 採熱管表面の熱画像

および α_{qth} は $120.0\text{W/m}^2\text{K}$ および $8.7\text{W/m}^2\text{K}$ であった。

(2) 野外採熱実験結果および解析結果

a) 微気象

図-10および図-11は2013年8月29日の T_a と v_{air} および R_s と R_{atm} の経時変化をそれぞれ示す。当日の天気は晴時々曇であり、実験開始時(11:00)の T_a は 35°C であったが、実験終了時には 31°C となった。なお、実験期間中(11:00～15:00)の平均風速は 1.4m/s であり、この風速を用いて、式(5)および式(6)より $\alpha_{qth}=37.8\text{W/m}^2\text{K}$ を解析に用いた。 R_s は雲の日射遮蔽により変動し、11:50に最大 940W/m^2 となり、正午以降は低下した。なお、 R_{atm} は $400\sim 450\text{W/m}^2$ を推移した。

b) 貯水槽内水温およびパネル温度

図-12は貯水槽内水温 T_{ik} ($^\circ\text{C}$)およびパネル温度 T_{pi} ($^\circ\text{C}$)の経時変化を示す。実験期間中の T_{ik} は $11\sim 15^\circ\text{C}$ を推移し、その平均温度は 14°C であった。 T_{pi} は実験開始前は 52°C であったが、稼働後には 27°C まで低下した。

c) 採熱管表面温度

図-13は採熱管表面の熱画像(図-9の採熱パネル左上部)

を示す。ポンプ稼働前(11:23)の T_{pi} は $55\sim 60^\circ\text{C}$ であった。

稼働直後(12:09)は 40°C まで低下するが、稼働20分以降(12:16～13:56)のそれは内側(管入口)から外側(管出口)へ向かうにつれて上昇し、循環に伴って流体が太陽熱を吸収していることが見てとれる。

d) 流体温度

図-14は $x=0\text{m}$ (入口)、 40m (中間距離)および 84m (出口)地点の流体温度 T_w ($^\circ\text{C}$)の経時変化を示す。同図にはまた、ポンプ稼働時間および計算時間も併せて示す。なお、プロットは実測値を、実線は計算値をそれぞれ示す。稼働開始前の $x=0\text{m}$ および $x=84\text{m}$ の T_w (それぞれ T_{w0} および T_{w84})は 42°C および 44°C であり、大差ない。一方、 $x=40\text{m}$ の T_w (T_{w40})は 57°C であり、 T_{w0} および T_{w84} より 10°C 以上高かった。この要因の1つとして、中心部の採熱管の方が端部よりも密集していることにより、大気への熱損失が抑制されたことが考えられる。

また稼働直後より T_{w0} は 40°C から 14°C まで急低下するが、稼働20分以降の温度低下は殆ど見られない。 T_{w40} も T_{w0} とほぼ同様の挙動を示した。一方、 T_{w84} は稼働直後に中心部の高温の流体が流れ込んだため、一時的に稼働前

図-14 入口、中間距離および出口流体温度の経時変化

図-15 管軸方向における流体温度の経時変化

の T_{w40} ($=57^{\circ}\text{C}$)まで急上昇(図中の上向き矢印)するものの、その後は急低下し、 T_{w0} や T_{w84} と同様の挙動を示した。

稼働20分以降(12:16~13:56)はいずれの T_w の変動は小さく、出入口の流体温度差は $3.1\sim 7.3^{\circ}\text{C}$ (平均温度差 4.8°C)を推移した。また、稼働終了後の T_w は日射を受け急上昇し、30分程度で一定となった。

次に T_w の計算結果に着目する。稼働初期には図では判別し難いが、 T_{w40} の計算値は稼働直後から急低下する一方で、 T_{w84} のそれは実測値同様に稼働直後に最大 52°C まで上昇(図中の上矢印)した後にすぐに低下して、実験結果と同様の T_w の時系列を示した。また稼働10分以降において、 T_{w0} および T_{w84} の計算値は日射量の変動等に起因する T_w の実測値の経時変化を良好に再現した。最後に、稼働終了後においても、計算値は実測値の温度上昇過程を概ね再現できた。主な計算誤差は初期条件における流体温度分布の非一様性、気象観測で得られた風速とパイプ周りにおける風速の相違および風速が変動するにもかかわらず平均風速を用いた α_{qm} の計算に起因すると考えられる。特に、パイプ周りの強制対流熱伝達の影響については今後の課題としたい。

図-15は管軸方向における流体温度の経時変化を示す。プロットは実測値を、実線は計算値をそれぞれ示す。流体温度が平衡に近い時間(12:16)、稼働終了から20分後(14:16)および60分後(14:56)のいずれにおいても計算結果は実測値を良好に再現した。

5. おわりに

本研究では太陽熱の利用促進と安価な太陽熱温水システムの実用化を最終目標に、黒色の金属強化ポリエチレン管(採熱管)を用いた太陽熱採集装置の伝熱モデルの構築と室内実験による採熱管の熱物性値の評価および野外採熱実験による本モデルの妥当性検証を行った。

主たる結論を以下に列挙する。

- (1) 太陽熱採集装置で使用した採熱管の比熱、熱伝導率および熱輸送流体(流体)または大気間の熱伝達率が明らかとなった。
- (2) 本実験の範囲内において、太陽熱採集が行われた間の採熱管内流体温度は入口から出口に向かうにつれ上昇し、出入口の流体温度差は $3.1\sim 7.3^{\circ}\text{C}$ (平均温度差 4.8°C)であった。
- (3) 採熱管の熱物性値を組み込んだ本伝熱モデルは稼働直後から終了後にわたる流体温度の経時変化を良好に再現することができた。

なお、今後の課題として日射量と採熱量の関係および採熱量とポンプ稼働時間やポンプ動力の関係を明らかにし、既存の採熱装置と同程度以上の成績係数を目指す。

謝辞：本研究は奥田氏(当時 福井大学、現 株式会社市川工務店)の協力および積水化学工業株式会社から資機材の提供を受けて行なわれた。ここに記して深甚の謝意を表わす。

参考文献

- 1) 経済産業省 資源エネルギー庁：「平成 25 年度エネルギーに関する年次報告」(エネルギー白書 2014) <http://www.enecho.meti.go.jp/about/whitepaper/2014pdf>, 2015 年 5 月 15 日確認。
- 2) 一般社団法人 ソーラーシステム振興協会 HP：太陽熱利用機器販売台数推移 <http://www.ssda.or.jp/energy/result.html>, 2015 年 5 月 15 日確認。
- 3) 総務省 統計局：第六十四回 日本統計年鑑 平成 27 年(第 10 章 エネルギー・水) <http://www.stat.go.jp/data/nenkan/10.htm>, 2015 年 5 月 15 日確認。
- 4) 盧炫佑, 村田昌樹：OM ソーラーの事例紹介ー太陽光・熱ハイブリッドソーラーハウス(ソーラータウン府中)ー, 太陽/風力エネルギー講演論文集, pp. 41-44, 2012。
- 5) 独立行政法人 新エネルギー・産業技術総合開発機構：

- NEDO 再生可能エネルギー技術白書 第2版—再生可能エネルギー普及拡大にむけて克服すべき課題と処方箋—(第5章 太陽熱発電・太陽熱利用), 森北出版, pp. 1-58, 2012.
- 6) 赤尾拓哉, 奥田麗, 齊田光, 寺崎寛章, 福原輝幸: 太陽熱温水システムの伝熱特性に関する一考察, 土木学会第69回年次学術講演会講演概要集, VII-108, pp. 215-216, 2014.
 - 7) 平林雅勝, 渡邊幸太, 小河卓史, 阿部泰大, 木村元昭: 日本機械学会関東支部総会講演会講演論文集, Vol. 17, pp. 489-490, 2011.
 - 8) 内藤琢満, 宋城基: 真空管式太陽熱温水器の性能調査, 日本建築学会中国支部研究報告集 日本建築学会中国支部 編, Vol. 38, pp. 353-356, 2015.
 - 9) 北野博亮, 相良和伸, 岩田剛: 水集熱式太陽熱暖房システムの簡易設計法に関する研究 第1報 簡易設計法の提案, 太陽エネルギー, Vol. 38, No. 6, pp. 65-72, 2012.
 - 10) 北野博亮, 相良和伸, 岩田剛: 水集熱式太陽熱暖房システムの簡易設計法に関する研究 第2報 簡易設計法の検証, 太陽エネルギー, Vol. 39, No. 3, pp. 77-84, 2012.
 - 11) 見目喜重, 江渡信一, 中川重康, 河本映, 榊原建樹: 数日先までの日射量を予測した太陽熱・電力ハイブリッド給湯, 電気学会論文誌 B, Vol. 120, No. 6, pp. 831-837, 2000.
 - 12) 池上貴志, 片岡和人, 岩船由美子, 荻本和彦: 太陽熱集熱器とヒートポンプ給湯機併用住宅におけるエネルギー需給に関する解析, 土木学会論文集 G(環境), Vol. 67, No. 6, pp. II_351-II_362, 2011.
 - 13) 桑沢保夫, 坊垣和明, 須田礼二: 住宅用太陽熱利用給湯システムにおける太陽熱利用の環境価値化手法に関する研究 その1—太陽熱温水システムの実証試験, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, Vol. 3, pp. 2801-2804, 2012.
 - 14) 蓮池宏, 後藤隆弘, 玉浦裕, 吉澤善男: 太陽光を模擬した平行輻射光によるパイプ列の加熱, 日本機械学会熱工学コンファレンス 2007 論文集, pp. 411-412, 2007.
 - 15) 西川兼康, 藤田恭伸: 伝熱学(機械工学基礎講座), 理工学社, p. 173, 2002.
 - 16) 東京都環境局 HP: よくあるご質問 太陽エネルギー(太陽熱編) https://www.kankyo.metro.tokyo.jp/energy/renewable_energy/solar_energy/faq/solar_thermal.html, 2015年5月15日確認.
 - 17) 日本機械学会: 伝熱ハンドブック, 丸善, p. 366, 1993.

(2015.5.22 受付)

A HEAT-TRANSFER MODEL OF A SOLAR HEAT COLLECTOR USING A METAL REINFORCED POLYETHYLENE PIPE

Hiroaki TERASAKI, Takuya AKAO, Akira SAIDA and Teruyuki FUKUHARA

This study proposed a heat-transfer model of a solar heat collector using a metal reinforced black polyethylene pipe with a diameter of 10mm. The spirally formed pipe plays the role of a solar heat collector. Some indoor tests were conducted to identify the thermal properties of the pipe and the heat transfer coefficient of the pipe, which are necessary for the construction of the heat transfer theory. The validity of the proposed model was assessed by comparing calculated and measured temperature of heat-carrier fluid circulated in the pipe 84m long. The fluid temperature at the inlet of the pipe was kept constant and given as the boundary condition of the calculation as well as meteorological data observed near the heat collector. It was shown that the proposed model could reproduce the spatial variation in the fluid temperature along the pipe for the experiment duration.